

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra pružnosti a pevnosti

Návrh uchycení zkušebního vzorku pro výzkum kontaktní únavy

Proposal of specimen clamping system in machine for rolling contact fatigue research

Student:

Miroslav HENŽEL

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Radim HALAMA, Ph.D.

Konzultant:

Ing. František FOJTÍK, Ph.D.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Anotace

HENŽEL, M. Návrh uchycení zkušebního vzorku pro výzkum kontaktní únavy. Ostrava: Katedra pružnosti a pevnosti, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 41 s. Bakalářská práce, Vedoucí: Halama, R.

Bakalářská práce se zabývá způsobem uchycení zkušebního vzorku pro stroj na výzkum kontaktní únavy. Účelem práce je analyzovat stávající a navrhnout nový způsob uchycení zkušebního vzorku. Hlavní podmínkou je vzájemná kompatibilita nového návrhu s již existujícím strojem.

Na základě numerické analýzy byly odhaleny hlavní příčiny poškození hřídele doposud užívaného provedení a na základě této analýzy byly provedeny konstrukční úprava hřídele a zkušební kladky. Nový návrh byl ověřen jak analytickým výpočtem, tak i MKP analýzou.

Podrobné uspořádání nového návrhu a výrobní výkresy nenormalizovaných částí jsou obsaženy v přílohách.

Annotation

HENŽEL, M. Proposal of specimen clamping system in machine for rolling contact fatigue research. Ostrava: Department of Mechanics of Materials, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical university of Ostrava, 2009, 41 p. bachelor thesis, Head: Halama, R.

Bachelor thesis is dealing with methods of clamping the test sample in machine for rolling contact fatigue. Object of the work is analysis current method and design new method of clamping test sample. Main condition is compatibility new design with existing machine.

Pursuant to numerical solution was detection immediate cause the damage of the staff on current method and on account of this analysis is doing design modification the staff and testing roller. New design is examination on the analytic solution and as well as the FEM analysis.

Exactly ordering of new design and production drawings of un-normalized part are situated in the enclosures.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitého značení	8
1. Úvod	9
1.1. Popis problému	9
2. MKP analýza současného řešení	11
2.1. 2D analýza	12
2.1.1. Konečnoprvkový model	12
2.1.2. Výsledky analýzy	13
2.2. 3D analýza	16
2.2.1. Konečnoprvkový model	16
2.2.2. Výsledky analýzy	18
3. Srovnání výsledků MKP analýzy	21
4. Návrh uchycení zkušebního vzorku	22
4.1. Popis nového řešení	22
4.2. Statická analýza	24
4.3. Pevnostní výpočet	27
4.3.1. Určení tvarových součinitelů	28
4.3.2. Určení vrubových součinitelů	30
4.3.3. Výpočet napětí v kritických místech	32
4.4. Výpočet ložisek	33
4.5. Montážní parametry	34
4.5.1. Toleranční pole hřidel kladka	34
4.5.2. Dosedací plochy	35
4.5.3. Úprava ložiskového tělesa	35
5. MKP analýza nového řešení	37
5.1. Konečnoprvkový model	37
5.2. Výsledky MKP analýzy	38
6. Závěr	39
7. Použitá literatura	40
8. Přílohy	41

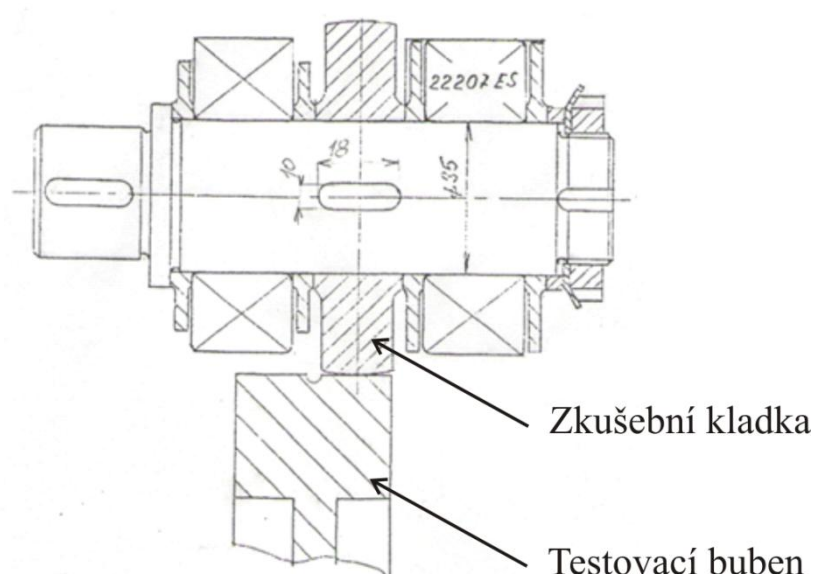
Seznam použitého značení:

a	<i>nosná délka pera</i>	[m]
C	<i>Dynamická únosnost ložisek</i>	[N]
C_0	<i>Statická únosnost ložisek</i>	[N]
d_2	<i>Střední průměr závitu</i>	[m]
d_3	<i>Malý průměr závitu</i>	[m]
E	<i>Modul pružnosti v tahu</i>	[Pa]
F	<i>Přítlačná síla</i>	[N]
h	<i>Nosná výška pera</i>	[m]
HB	<i>Tvrdost podle Brinella</i>	[-]
I	<i>Kvadratický moment setrvačnosti</i>	[m ⁴]
K_f	<i>Vrubový součinitel</i>	[-]
K_t	<i>Součinitel koncentrace napětí</i>	[-]
L_{10}	<i>Trvanlivost ložiska s 10% chybou</i>	[ot]
l	<i>Délka pera</i>	[m]
M	<i>Krouticí moment na působící na hřídel</i>	[Nm]
M_{K3}	<i>Reakční krouticí moment na spojce</i>	[Nm]
M_{Oi}	<i>Ohybový moment v místě i</i>	[Nm]
M_{ti}	<i>Krouticí moment v místě i</i>	[Nm]
P	<i>Ekvivalentní zatížení ložiska</i>	[N]
P_h	<i>Rozteč závitu</i>	[m]
P_u	<i>Mezní únavové zatížení</i>	[N]
p	<i>Tlak ekvivalentní k přítlačné síle</i>	[Pa]
q	<i>Vrubová citlivost materiálu</i>	[-]
R	<i>Zaoblení pera</i>	[m]
R_e	<i>Mez kluzu</i>	[Pa]
R_i	<i>Radiální reakční síla na ložisku i</i>	[N]
R_m	<i>Mez pevnosti v tahu</i>	[Pa]
R_z	<i>Poloměr zaoblení dna závitu</i>	[m]
R_l	<i>Zaoblení dna pera</i>	[m]
T_i	<i>Posouvající síla v místě i</i>	[N]
t	<i>Hloubka drážky v hřídeli</i>	[m]
W_k	<i>Průřezový modul v krutu</i>	[m ³]
W_0	<i>Průřezový model v ohybu</i>	[m ³]
τ_k	<i>Smykové napětí</i>	[Pa]
σ_0	<i>Napětí v ohybu</i>	[Pa]
σ_{RED}	<i>Redukované napětí podle HMM hypotézy</i>	[Pa]
μ	<i>Poissonova konstanta</i>	[-]
MKP	<i>Metoda konečných prvků</i>		
HMM	<i>Pevnostní hypotéza (Huber-Mises-Hencky)</i>		

1. Úvod

Zkušební stroj, u kterého má být proveden návrh uchycení zkušební vzorku, se používá k testování kontaktní únavy. Tento proces probíhá za pomoci kontaktu zkušební vzorku (kladky) a testovacího bubnu. Mezi kladkou a bubnem začne docházet vlivem přitlačné síly a roztočení bubnu k odvalování. Vlivem kontaktní únavy se začne testovací vzorek opotřebovávat. Po určitém počtu cyklů je kladka demontována a zvážen (ukazatel opotřebení). Poté je opět nasazena a je pokračováno v testech. Jedna kladka absolvuje tisíce až milióny cyklů v závislosti na aplikovaném zatížení (normálová a třecí síla), poté je zkušební vzorek podroben analýze zbytkových napětí a metalografické analýze[11].

1.1. Popis problému



Obr. 1 – Schéma uložení [1]

V současnosti je zkušební vzorek uchycen na hřídeli pomocí pera. Samotná hřídel je uložena ve dvou soudečkových ložiscích a celý mechanismus je dimenzován na maximální přitlačnou sílu 12kN. Po rozběhu stroje, v důsledku tření ve styčné ploše, dochází k odvalování zkušební kladky po testovacím bubnu.

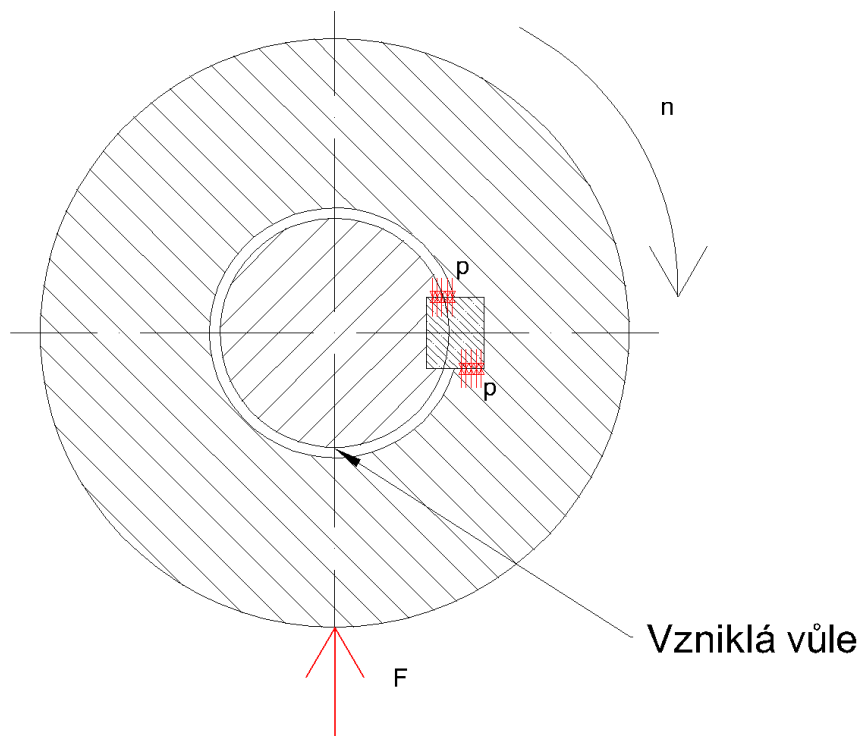
Po jistém počtu cyklů dojde k výrazné deformaci hřídele v místě drážky pro pero. Tato deformace je způsobena přitlačnou silou. Ta je vlivem zmenšení průměru hřídele způsobené kontaktní korozí přenášena v celé své velikosti přes pero na bok drážky. Zmenšení průměru odpovídá několika desetinám milimetru po absolvování 100 000 cyklů.



Obr. 2 – Fotografie poškozené hřídele (místo I)

2. MKP analýza současného řešení

Pro analýzu jsem uvažoval nejhorší možný případ. Celá přitlačná síla 12kN je přenášena přes pero na drážku hřídele.



Obr. 3 – Působící síly

Výpočet ekvivalentního tlaku p :

Na pero působí síla $F=12000\text{N}$. Tato síla se pomocí pera přenáší na bok drážky. Při úvaze rovnoměrného rozložení tlaku lze dojít k hodnotě tlaku působící na bok drážky.

$$a = l - 2R = 18 - 10 = 8\text{mm} \quad (1)$$

$$h = t - R_1 = 4,7 - 0,6 = 4,1\text{mm} \quad (2)$$

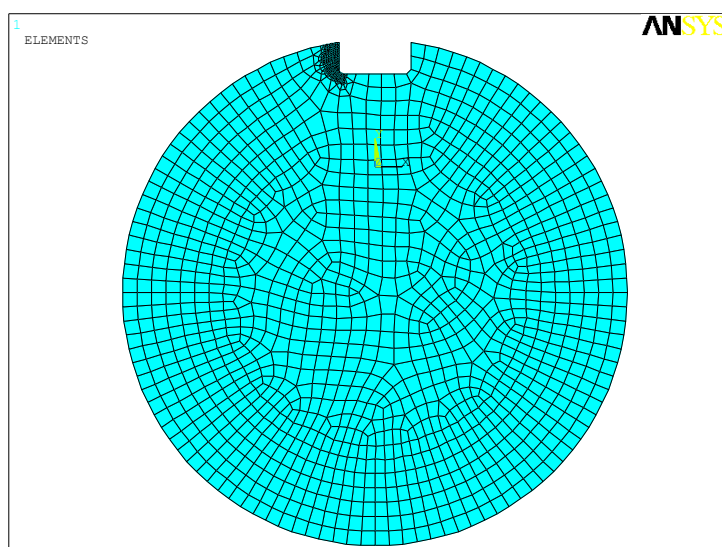
$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{a \cdot h} = \frac{12000}{8 \cdot 4,1} = \underline{\underline{365,8\text{MPa}}} \quad (3)$$

2.1 Analýza 2D

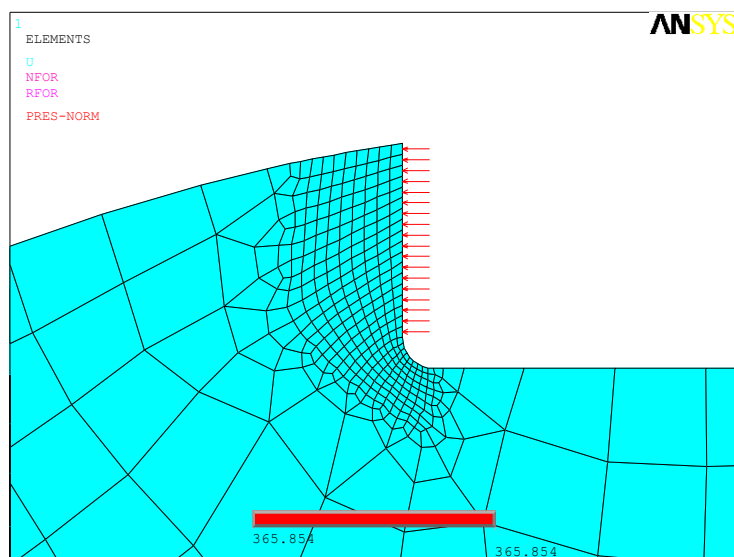
2.1.1 Konečnoprvkový model

Pro vytvoření 2D modelu byl použit program ANSYS 11. Byl použit čtyřstěnný, plošný prvek Plane 82. Materiál byl uvažovaný jako ocel a tedy jako izotropní elastický materiál s modulem pružnosti $E = 210\text{GPa}$ a Poissonovou konstantou $\mu = 0,3$.

Úloha je řešena jako statická strukturální analýza. Jedná se o napěťovou deformaci.



Obr. 4 – Konečno prvkový model (2D)



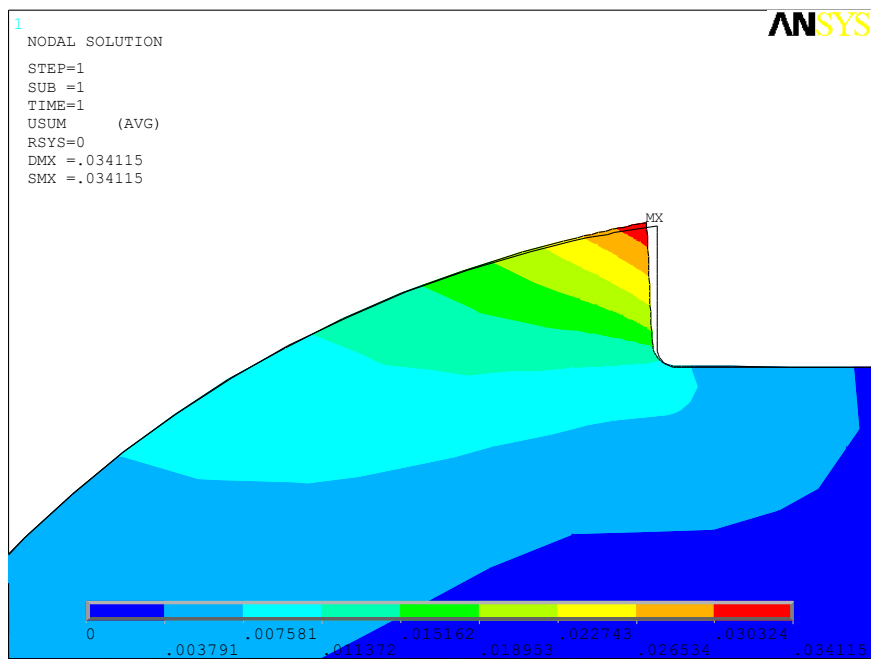
Obr. 5 – Detail místa vzniku poruchy

V oblasti, kde dochází k deformaci drážky pro pero, bylo provedeno zhuštění sítě. Celkový počet prvků je roven 1521 a celkový počet uzlů je roven 4714.

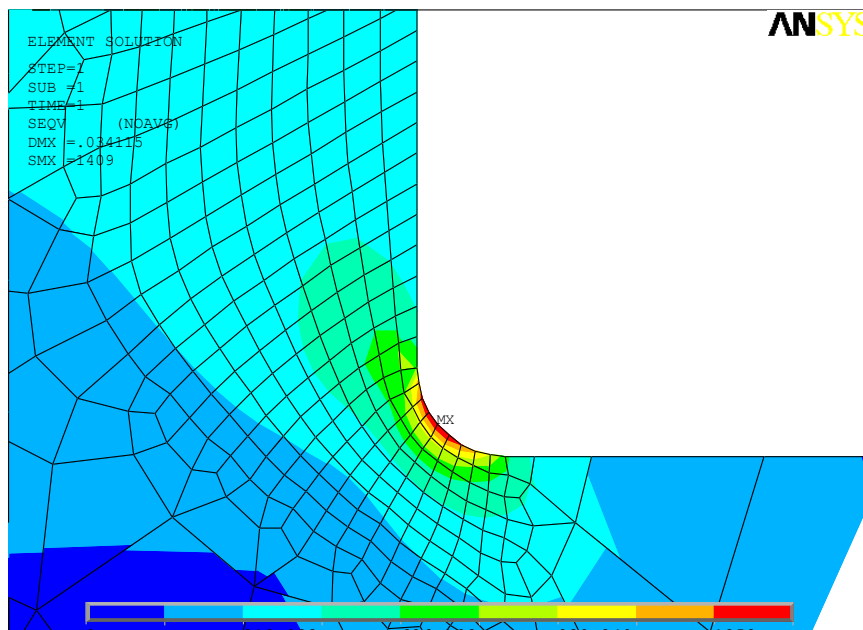
Ve středu hřídele byly zachyceny posuvy ve směrech os x a y.

Červené šipky (Viz obr. 5) znázorňují tlak o hodnotě 366MPa, který je ekvivalentní k přítláčné síle 12kN. Vliv rozložení tlaku po straně drážky pro pero byl zanedbatelný.

2.1.2 Výsledky analýzy

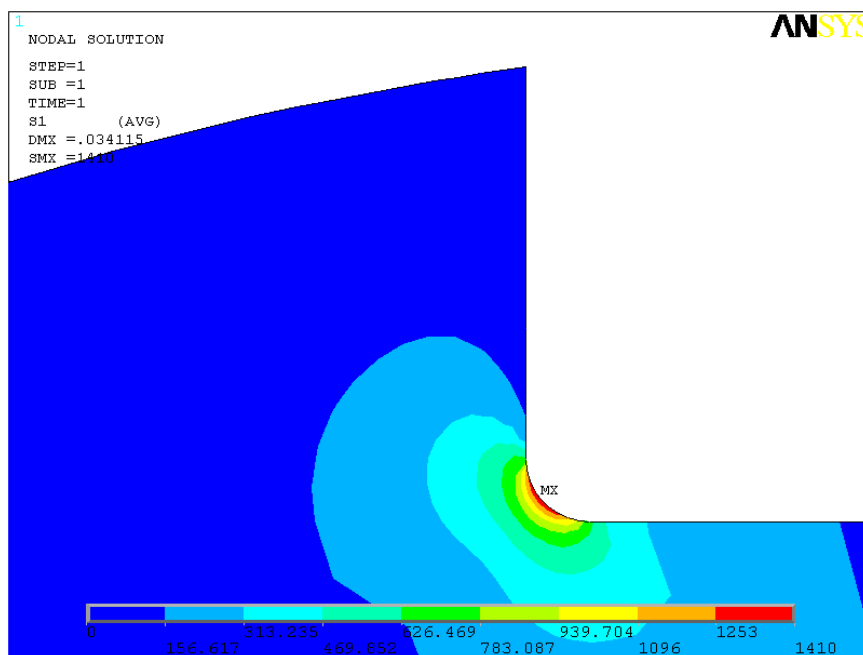


Vlivem přítláčné síly dojde na vrchní části drážky k deformaci o velikosti 34 μm . Pro 2D model není možno určit, zda dojde k průhybu hřídele a jejímu opření o kladku.

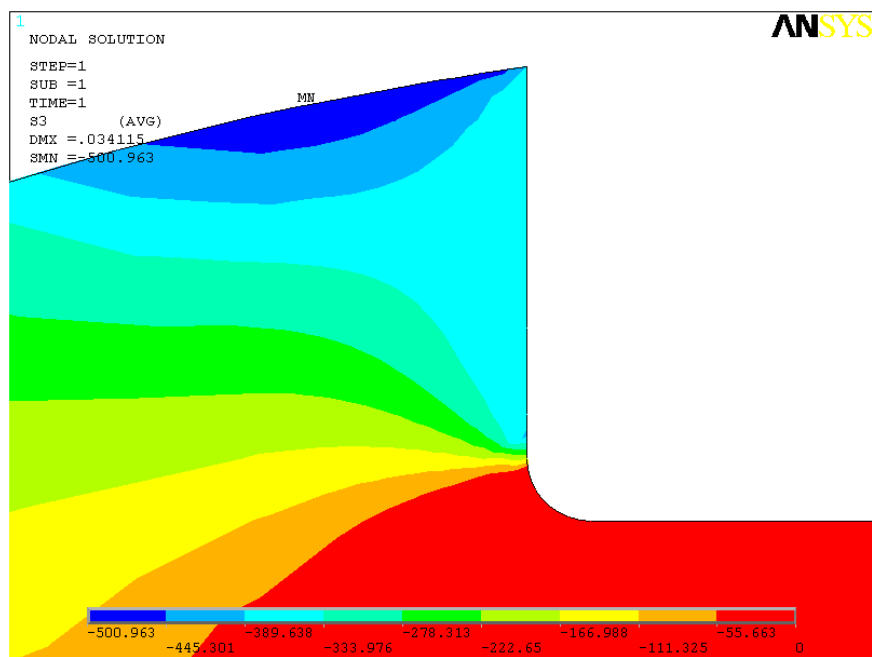


Obr. 7 – Napětí

Maximální napětí o velikosti 1410MPa je situováno v místě paty drážky pro pero. Tato hodnota je výrazně vyšší, než je mez kluzu daného materiálu, a z důvodu cyklického namáhání paty drážky může docházet ke vzniku trhliny v důsledku únavy materiálu.



Obr. 8 – První hlavní napětí



Obr. 9 – Druhé hlavní napětí

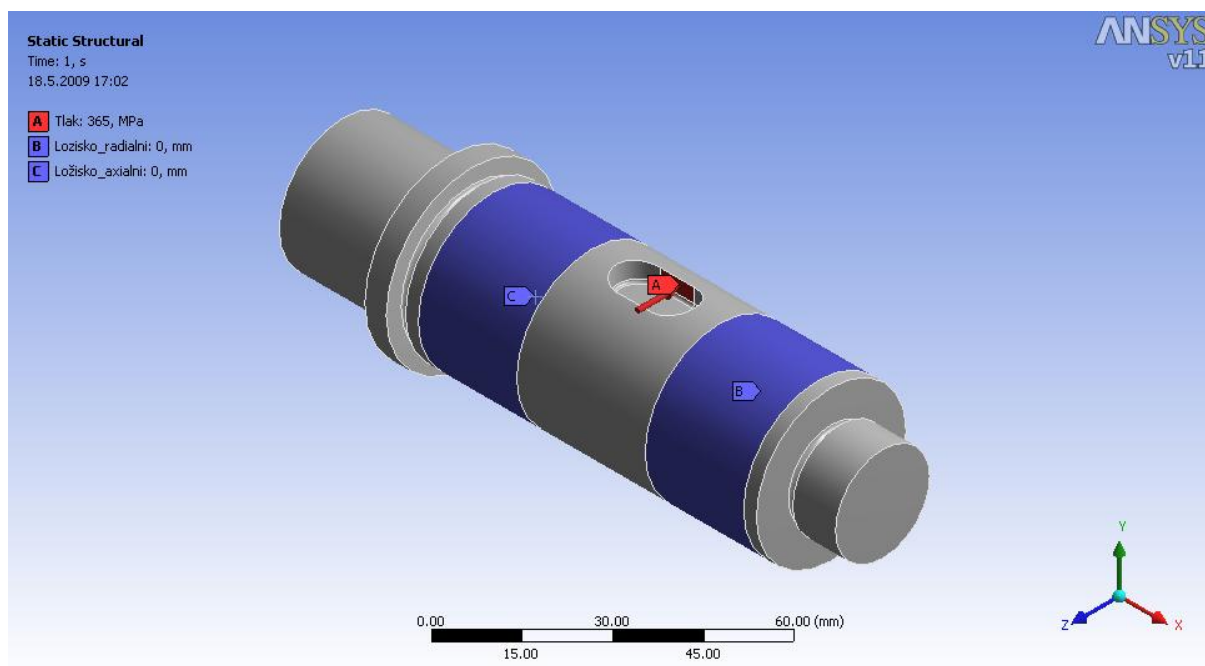
Zaoblení dna drážky pro pero je namáhané mĳivým cyklem v tahu, což je z hlediska únavy materiálu, velmi nepříznivé.

2.2 Analýza 3D

2.2.1 Konečnoprvkový model

Pro vytvoření 3D modelu byl použit program Ansys Workbench 11. Použité uložení je obdobou reálného stavu. Hřídel je uložena ve dvou ložiscích, z nichž jedno zachycuje pouze radiální síly (B) a druhé jak radiální tak axiální síly (C).

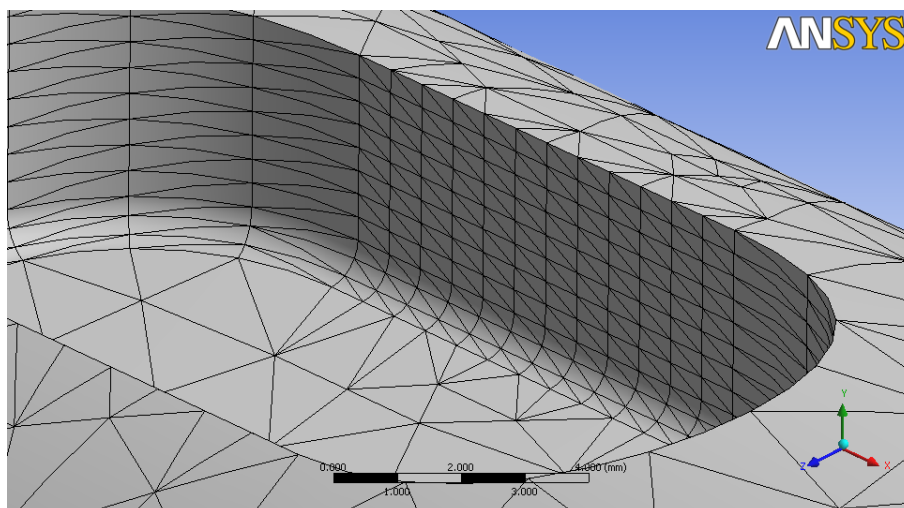
Tlak byl zaveden na bok drážky pro pero. Součást je vytvořena s tetrahedrů s meziuzly. Uvažovaný materiál je ocel (elastický, izotropní materiál, $E=215\text{GPa}$, $\mu = 0,3$)



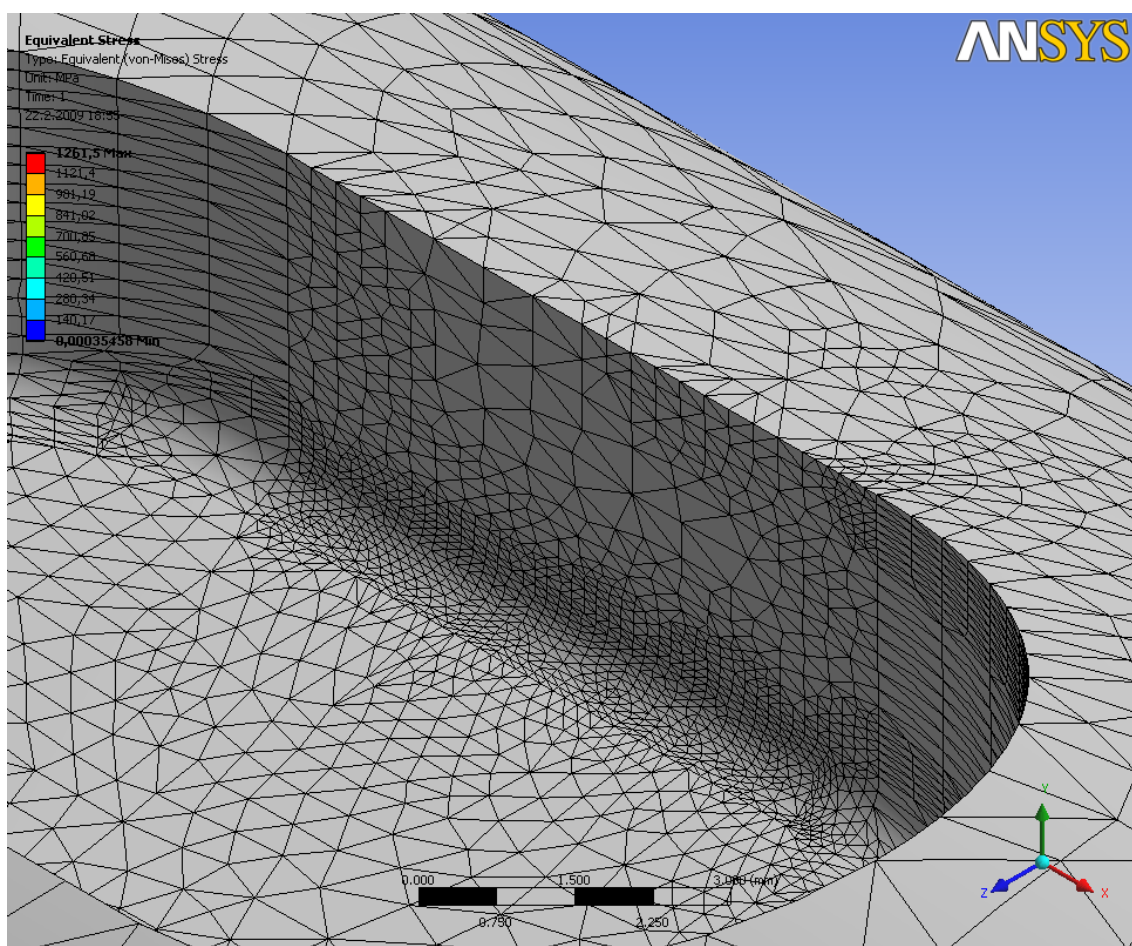
Obr. 10 – 3D model

Pro předběžný výpočet napětí byla pro přesnější výpočet vygenerována mapovaná síť na vnitřní straně drážky s odpovídající hustotou. **Viz obr. 11a.**

Při zavedení adaptivního algoritmu s podmínkou minimální konvergence 3% (h-metoda) u ekvivalentního napětí došlo k přesíťování a zhuštění sítě v místě paty drážky, kde je situováno největší napětí. **Viz obr. 11b a obr. 13.** Došlo ovšem ke ztrátě rovnoměrnosti celého síťování.

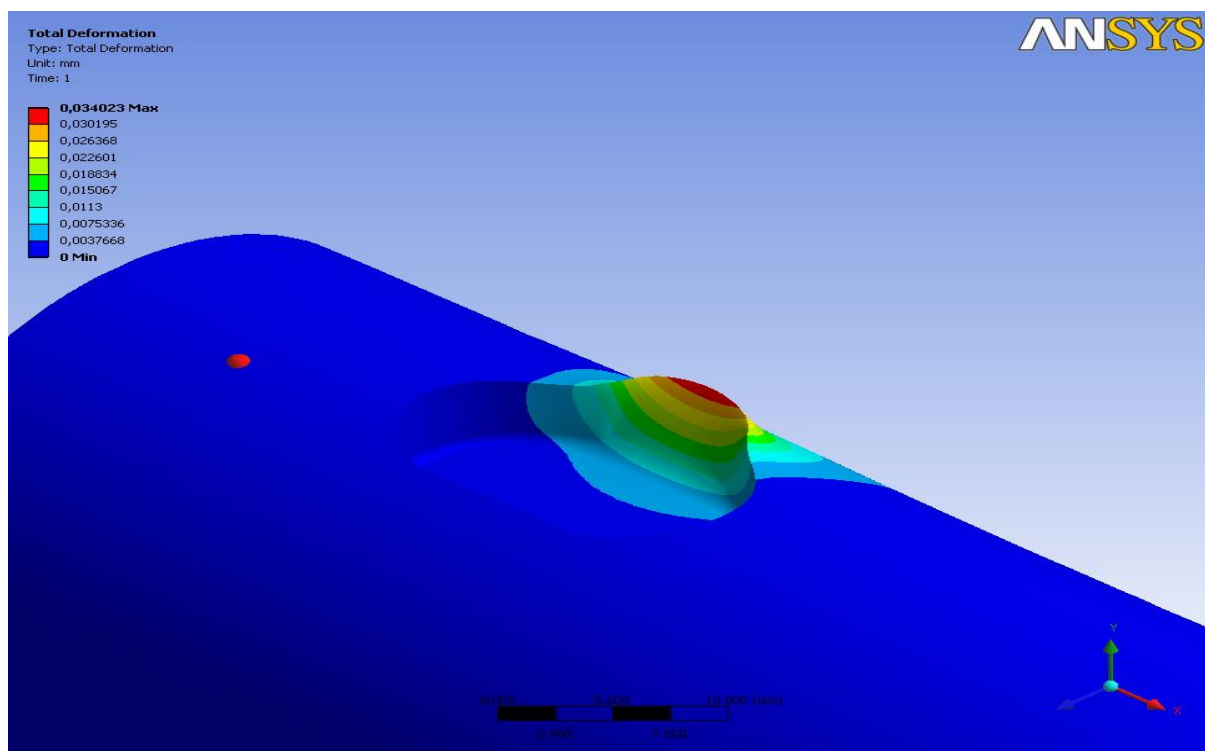


Obr. 11a – Síťování drážky pro pero

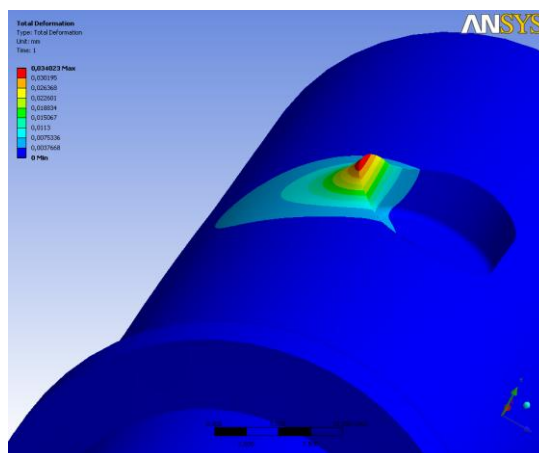


Obr. 11b – Síťování drážky pro pero po přesíťování

2.2.2 Výsledky analýzy

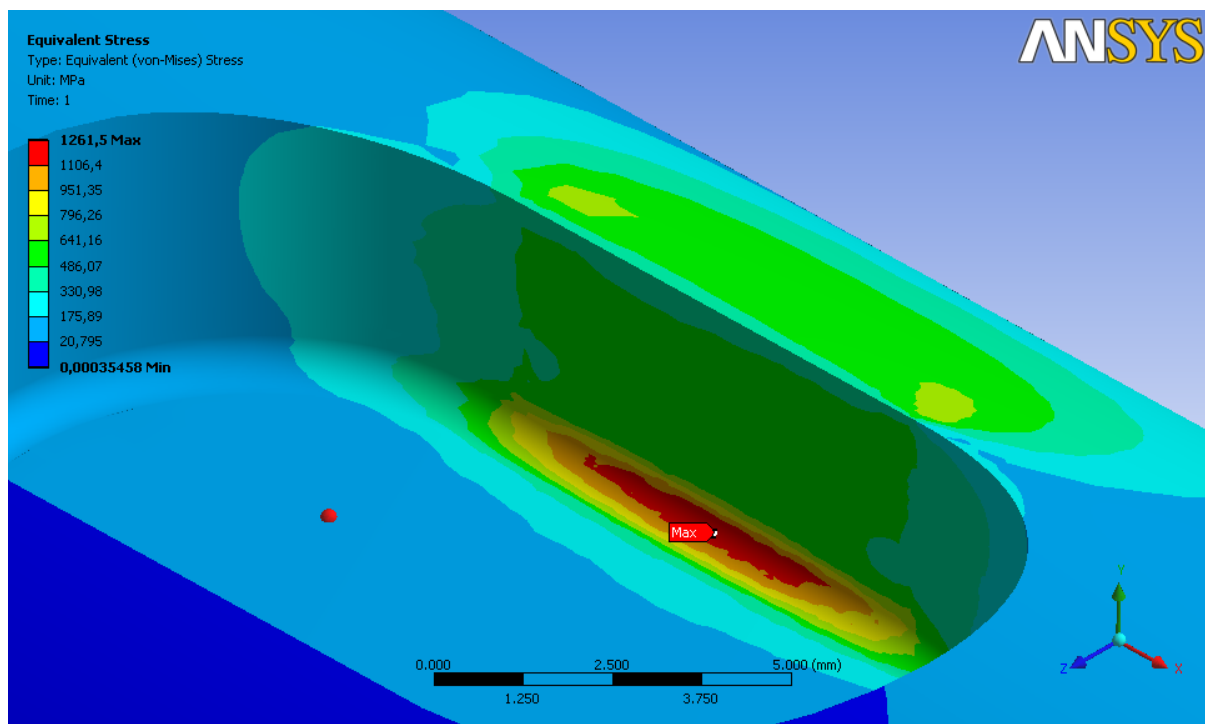


Obr. 12a – Průběh celkové deformace



Obr. 12b – Průběh celkové deformace – pohled z boku

Deformace je maximální ve vrchní části pera. Její hodnota je přibližně 34 μ m. Nedojde k žádnému výraznějšímu průhybu hřídele a tím pádem ani k přenesení části přitlačné síly na zkušební kladku. Tím pádem je relevantní předpokládat přenos celé přitlačné síly přes pero.

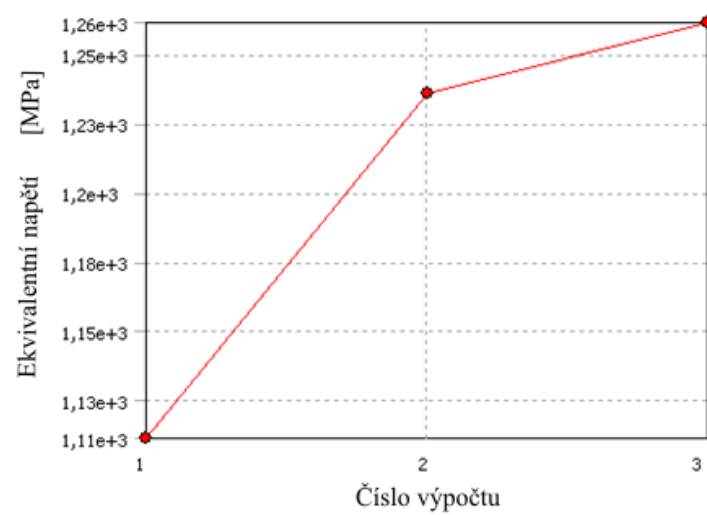


Obr. 13 – Napětí

Maximální napětí je situováno v místě zaoblení v patě drážky pro pero. Jeho hodnota je 1265MPa.

Konvergence

Pro výpočet byl použit adaptivní algoritmus s podmínkou konvergence výsledků 3% pro maximální ekvivalentní napětí. Tato podmínka byla splněna po dvou cyklech následného zhušťování sítě. Tímto krokem však byla ztracena pravidelnost předem použitého mapovaného síťování (**viz obr 11a, 11b**). Po prvním zhuštění sítě byl výsledný rozdíl napětí (chyba) roven 10,6%. Po druhém přesíťování byla chyba již menší než 3% a byly tak splněny požadované podmínky. Došlo ovšem ke značnému navýšení počtu elementů z 11 na 92 tisíc, což je více než osmi násobek. Toto navýšení výrazně prodloužilo dobu potřebnou k provedení celého výpočtu, avšak poskytlo přesnější obraz celkového rozložení i výsledných hodnot. Při zpřesnění výpočtu vzrostlo výsledné maximální napětí z 1110MPa na 1265MPa **viz Graf 1**. Další zpřesnění již není potřebné, neboť při zvýšení přesnosti by došlo pouze k malým změnám ve výsledných hodnotách.



Graf. 1 Hodnoty maximálního ekvivalentního napětí v jednotlivých výpočtech adaptivního algoritmu MKP

3. Srovnání výsledků MKP analýzy

Velikosti deformací jsou u obou modelů takřka totožné, stejně tak jejich rozložení a místa výskytu maximálních hodnot, jak je zřejmé z **tab. 1**. U napětí došlo přibližně k 10 % rozdílu mezi maximálními hodnotami u plošného a prostorového modelu. Rozložení napětí je u obou případů obdobné. 3D model poskytuje především deformace a napětí na povrchu hřídele a na stěnách drážky pro pero a umožňuje také sledovat průhyb celé hřídele. Na rozdíl od toho 2D model nabízí možnost pozorovat tyto průběhy uvnitř hřídele samotné.

	2D	3D
Maximální napětí	1410MPa	1265MPa
Maximální deformace	34 μm	34 μm

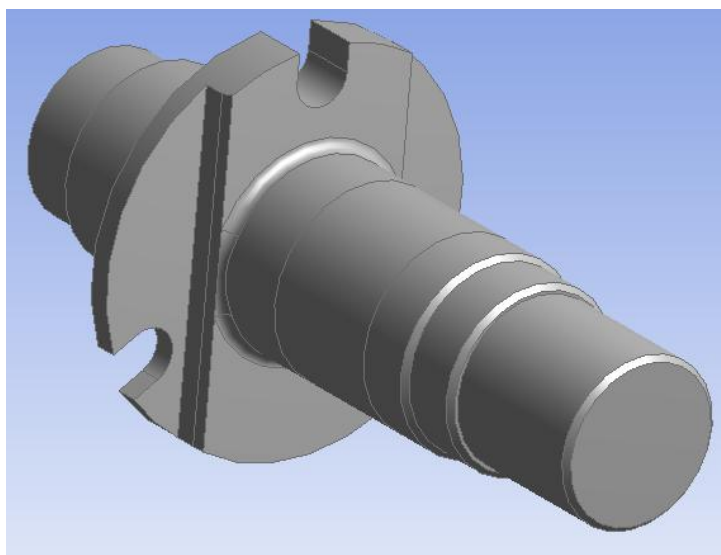
Tab. 1 – Srovnání výsledků 2D a 3D analýzy

Prostorová analýza nám potvrdila správnost úvahy o přenosu celé síly přes pero na stranu hřídele, neboť nedojde k opření hřídele o kladku. Průhyb hřídele je menší než zjištěná hodnota úbytku poloměru hřídele. K jisté chybě dochází zjednodušením působící síly jako prostého tlaku. Ve skutečnosti bude na pero působit krouticí moment a síla tak nebude rovnoměrně rozložena po boku drážky. Pro přesné rozložení napětí by bylo potřeba vymodelovat pero přímo v drážce a celou soustavu řešit jako kontaktní úlohu.

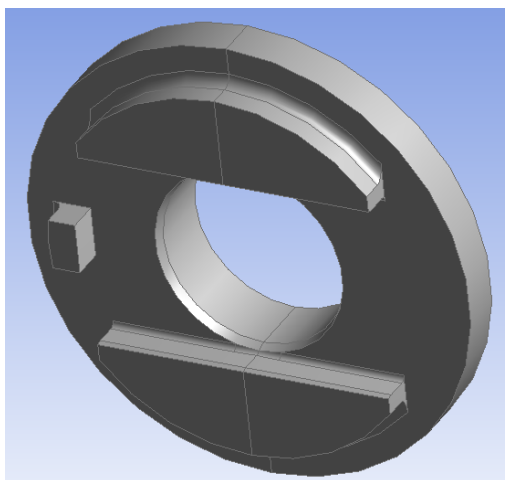
4. Návrh uchycení zkušební vzorku

4.1. Popis nového řešení

V celkovém návrhu bylo vycházeno z doposud používaného uchycení. Hlavní změna spočívá především ve změně způsobu přenosu krouticího momentu. Doposud byl krouticí moment přenášen za pomoci pera. V praxi tento druh uchycení způsoboval závažné problémy, a tím pádem nevyhovoval požadovaným parametrům (**viz kapitoly 1 až 3**). U nového návrhu je krouticí moment přenášen axiálně pomocí hřídelového nákrůžku, ve kterém je vyfrézovaná drážka. Pro funkčnost mechanismu bude dále potřeba, aby na zkušební kladce byl k dané drážce odpovídající protikus. Z tohoto důvodu bude nutné konstrukčně upravit i zkušební kladku.

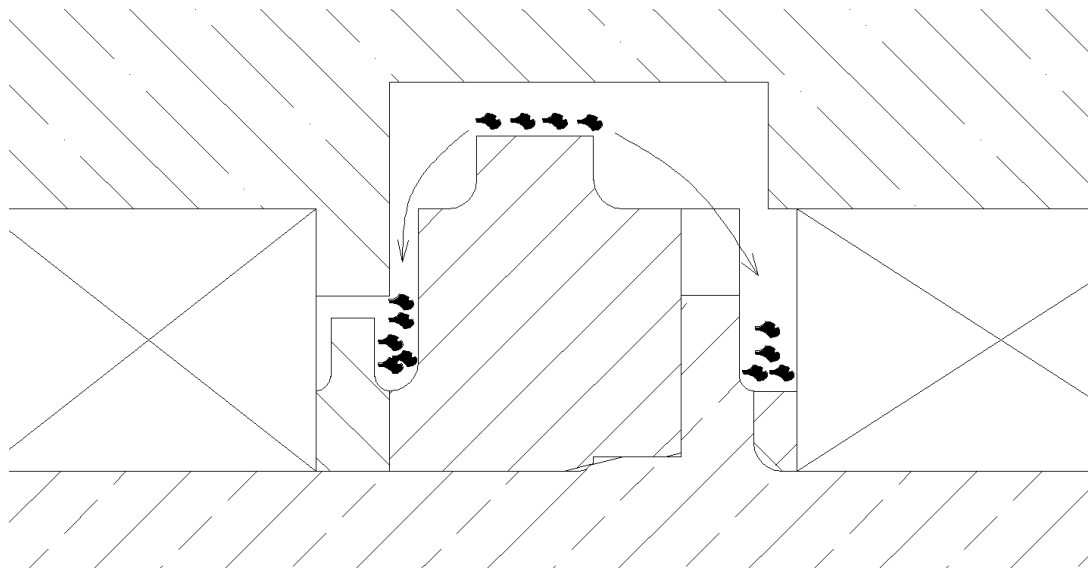


Obr 14 – Nový návrh hřídele



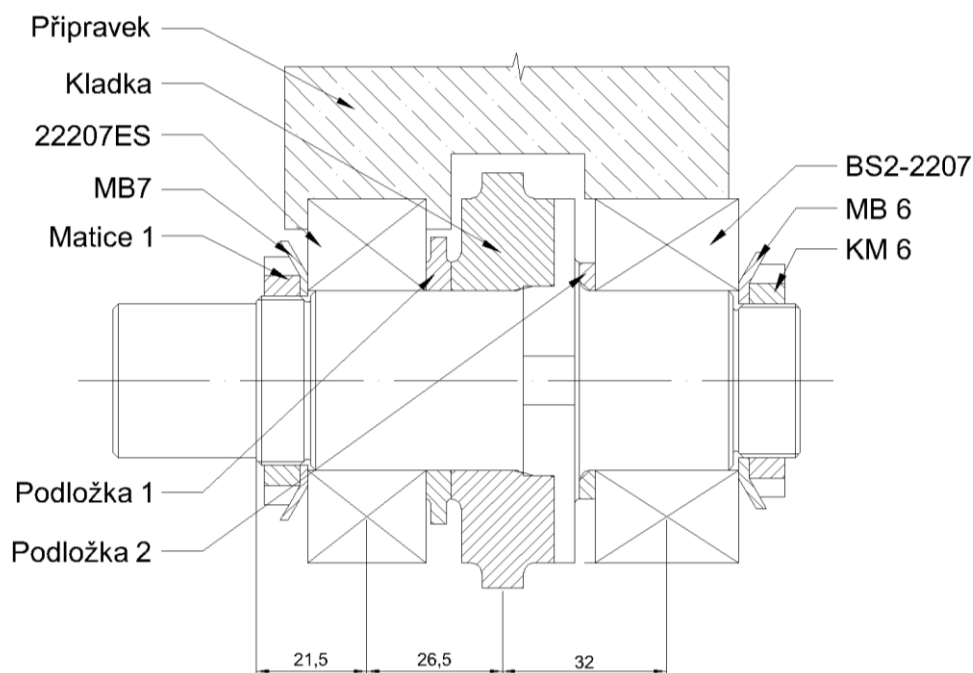
Obr 15 – Upravená zkušební kladka

Hřídel je uložena za pomoci dvou soudečkových ložisek. U původního návrhu bylo počítáno s dvěma totožnými ložisky 22207 od firmy SKF. Tato ložiska byla chráněna proti nečistotám, které vznikaly v průběhu zkoušky, dvěma speciálními podložkami. Toto řešení již po úpravě není možné. Důvodem je zachování kompatibility s již existujícím strojem. Z tohoto důvodu je nutné místo, které ztratíme vytvořením nákrůžku a jinými nezbytnými úpravami, efektivně kompenzovat. Tento problém je řešen odstraněním ochranných podložek. Z důvodu ochrany proti nečistotám musí být jedno z ložisek nahrazeno zapouzďřeným ložiskem BS2-2207. Nákrůžek by sice podmínku ochrany splňoval dostatečně, ale z důvodu požadované rozebíratelnosti celého mechanismu je nutno do tohoto nákrůžku vytvořit otvory pro zavedení stahovacích čelistí. Těmito otvory by poté mohly vnikat úlomky zkušebního vzorku a nečistoty do ložiska.



Obr 16 – Pronikání nečistot

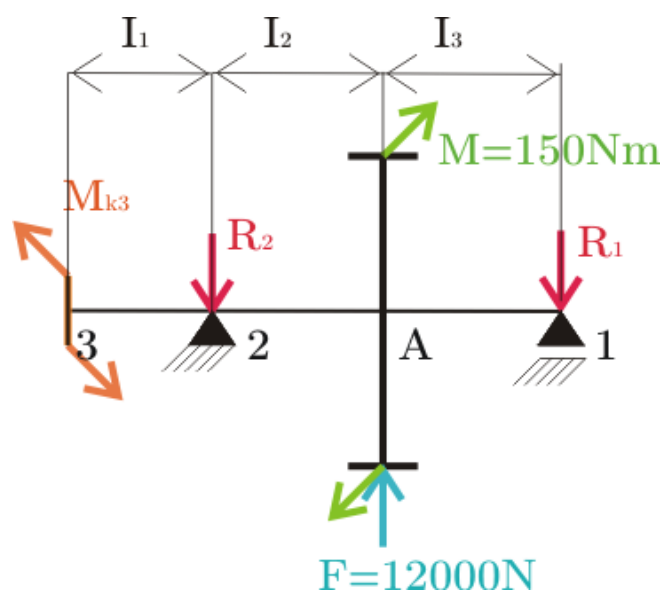
Vytvořením nákrůžku vznikne jistá komplikace spočívající v nemožnosti nasazení obou ložisek a kladky z jedné strany. Tento problém je vyřešen odstraněním dorazu a jeho nahrazením speciální maticí (obr 15 - Matice 1). Tato matice vytvoří dostatečné zajištění ložiska a kladky proti posunutí v axiálním směru.



Obr 17 – Náskres nového uspořádání

4.2. Statická analýza

Jedná se o staticky určitý nosník na dvou podporách. Tyto podpěry (ložiska) uvažujeme jako kloubové vazby, neboť soudečková ložiska mají možnost naklopení o 2° . Ložisko 22207ES navíc zabraňuje axiálnímu posuvu. Přítlačná síla je uvažovaná jakou osamělá síla.



Obr 18 – Zjednodušené schéma

$$I_1 = 21,5mm$$

$$I_2 = 26,5mm$$

$$I_3 = 32mm$$

Reakce

Jelikož se jedná o rovinný ohyb a krut, je nutné předepsat čtyři podmínky rovnováhy.

$$\begin{aligned} \sum M_k &= 0 & \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & \sum M_0 &= 0 \end{aligned} \tag{4}$$

$$M_{k3} = M = 150Nm \tag{5}$$

$$-R_1 - R_2 + F = 0 \tag{6}$$

Momentová podmínka rovnováhy pro bod 1.

$$R_2 \cdot (I_2 + I_3) - F \cdot I_3 = 0 \tag{7}$$

$$R_2 = \frac{F \cdot I_3}{I_2 + I_3} = \frac{12000 \cdot 32}{58,5} = \underline{6564N} \tag{8}$$

$$R_1 = -R_2 + F = -5492 + 1200 = \underline{5436N} \tag{9}$$

Vnitřní statické účinky

Určení vnitřních statických účinků je nezbytné pro následující pevnostní analýzu. Z vnitřních účinků je možno zjistit místa zatížena kombinací ohybu a krutu a místa s maximálními hodnotami zatěžujících momentů a sil.

Průběhy posouvajících sil

T_{ij} i – místo nosníku (**viz obr 18**)

j – směr (L – z leva; P – z prava)

$$T_3 = 0N$$

$$T_{2L} = 0N$$

$$T_{2P} = -R_2 = -6564N$$

$$T_{AL} = -R_2 = -6564N$$

$$T_{AL} = -R_2 + F = 5436N$$

$$T_{1L} = -R_2 + F = 5436N$$

$$T_{AP} = -R_2 + F - R_1 = 0N$$

Průběh ohybových momentů

M_{oi} o – ohyb

i – místo nosníku (**viz obr 18**)

$$M_{O3} = 0Nm$$

$$M_{O2} = 0Nm$$

$$M_{OA} = -R_2 \cdot I_2 = -6564 \cdot 0,0265 = -173,9Nm$$

$$M_{O1} = -R_2 \cdot (I_2 + I_3) + F \cdot I_3 = -6564 \cdot (0,0585) + 12000 \cdot 0,32 = 0Nm$$

Průběh krouticího momentu

M_{tij} t – krut

i – místo nosníku (**viz obr 18**)

j – směr (L – z leva; P – z prava)

$$M_{t3L} = 0Nm$$

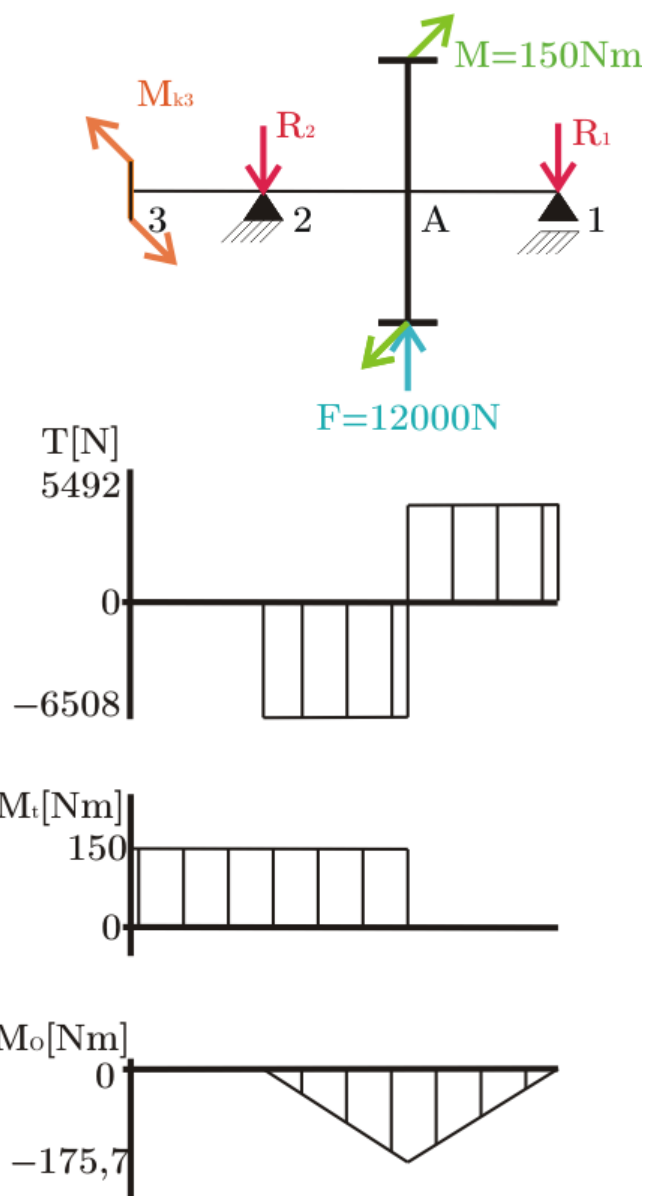
$$M_{t3P} = M_{k3} = 150Nm$$

$$M_{t2} = M_{k3} = 150Nm$$

$$M_{tAL} = M_{k3} = 150N$$

$$M_{tAP} = M_{k3} - M = 0Nm$$

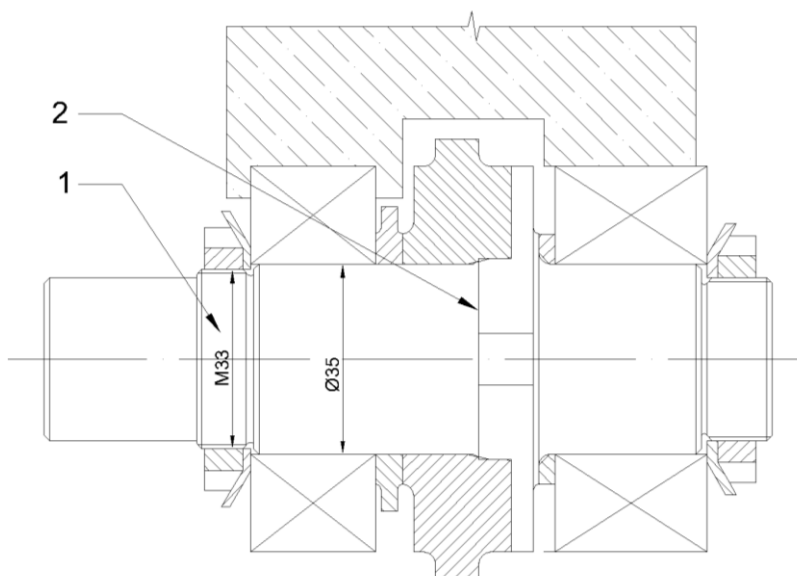
$$M_{t1} = M_{k3} - M = 0Nm$$



Obr. 19 – Průběhy vnitřních statických účinků (T – Posouvající síly, M_t – Kroucí moment, M_o – Ohybový moment)

4.3. Pevnostní výpočty

Z vypočtených ohybových a kroucíh momentů je možno vypočítat napětí, které na danou hřídel působí. Podle maximálního napětí bude poté možné zvolit vhodný materiál. Výpočty budou prováděny na kritických místech celé hřídele (maximální vnitřní síly, vrubové účinky).



Obr. 20 – Kritická místa na hřídeli

1. Závitová část namáhaná prostým krutem.
2. Osazená hřídel namáhaná kombinací ohybu a krutu.

4.3.1. Určení tvarových součinitelů

Pro určení součinitelů koncentrace napětí lze použít experimentálně získané grafy nebo empiricky odvozené vzorce. Tyto grafy jsou rozdílné jak pro jednotlivé vruby, tak i pro způsob namáhání.

Místo č 1.

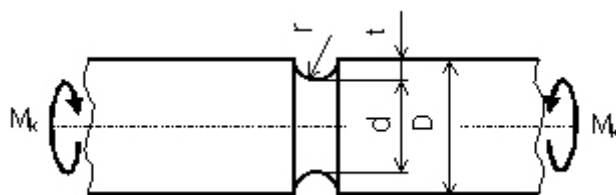
	$P_h[\text{mm}]$	$d_2[\text{mm}]$	$d_3[\text{mm}]$
M33	1,5	32,026	31,160

Tab. 2 – Geometrické parametry metrického závitu M33x1,5 [6]

K určení součinitele koncentrace napětí byl použit empirický vzorec. K tomu je potřebné znát poloměr zaoblení dna R_z [4].

$$R_z = 0,144337561 \cdot P_h = 0,144337561 \cdot 1,5 = 0,217\text{mm} \quad (11)$$

$$t = \frac{D - d_3}{2} = \frac{33 - 31,16}{2} = 0,92\text{mm} \quad (12)$$



Obr 21 – Součinitel koncentrace napětí – závit (krut)

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,7 \frac{R_z}{t} + 20,6 \frac{R_z}{d_3} \left(1 + 2 \frac{R_z}{d_3}\right)^2}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,7 \frac{0,217}{0,92} + 20,6 \frac{0,217}{31,16} \left(1 + 2 \frac{0,217}{31,16}\right)^2}}$$

(13)

$$K_t = 2,789$$

Místo č 2.

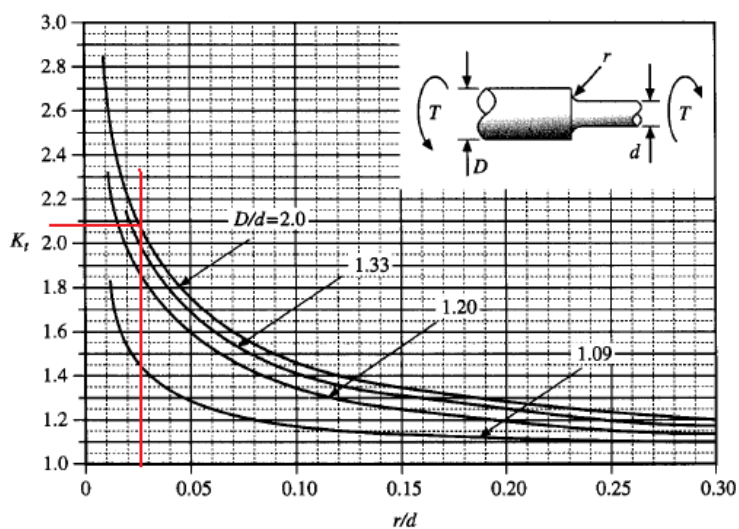
$$\frac{D}{d} = \frac{71}{35} \cong 2$$

(14)

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{35} = 0,028$$

(15)

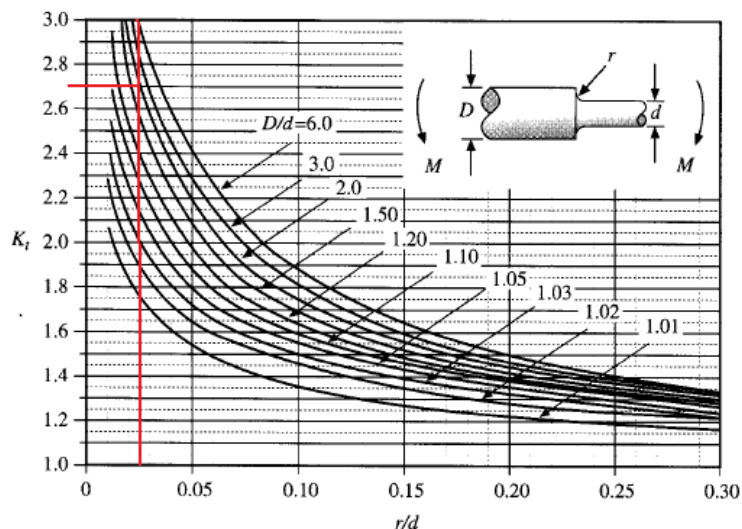
Změna průměru hřídele - krut.



Graf 2 – Tvarový součinitel – odstupňovaná hřídel (krut) [7]

$$K_{t2} = 2,1$$

Změna průměru hřídele - ohyb.



Graf 3 – Tvarový součinitel – odstupňovaná hřídel (ohyb) [7]

$$K_{t3} = 2,7$$

4.3.2. Určení vrubových součinitelů

Jelikož je výsledné napětí závislé nejen na samotném vrubu, ale i na materiálu ze kterého je daná součást vyrobena, je pro výpočet skutečného napětí potřeba dopočíst vrubový součinitel.

K určení vrubového součinitele je možno použít celou řadu možných vztahů. U nás je nejpoužívanější postup podle Thuma, který je odvozen z metody konečných prvků[9].

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (16)$$

Koeficient q je vrubová citlivost materiálu. Tento koeficient je závislý na pevnosti materiálu a na způsobu namáhání.

K jeho určení je nutné zvolit materiál, ze kterého bude daná součást vyrobena.

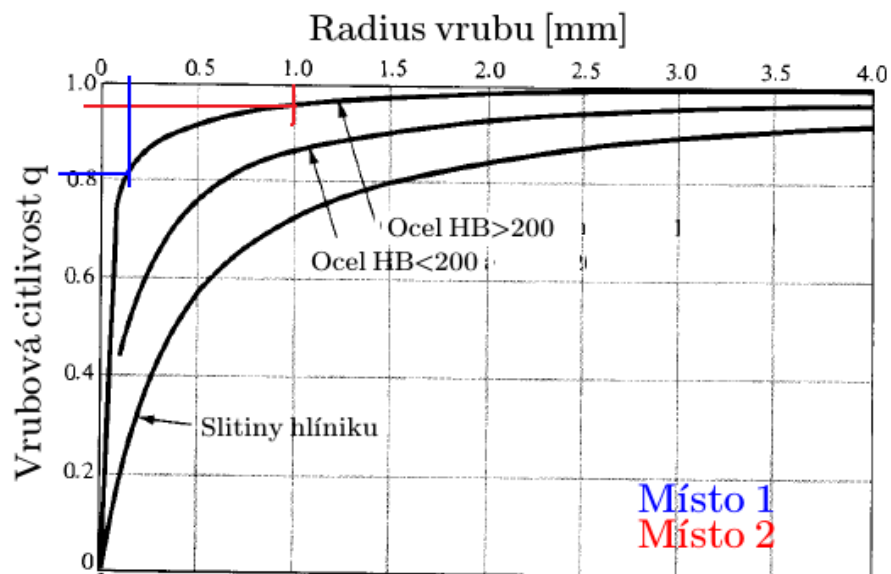
Předběžná volba materiálu: **ocel 15 230.7** dle ČSN EN 10020 (42 00002) [6]

$$R_m = 1000 \text{ MPa}$$

$$R_e = 835 \text{ MPa}$$

$$HB = 300$$

Namáhání krutem

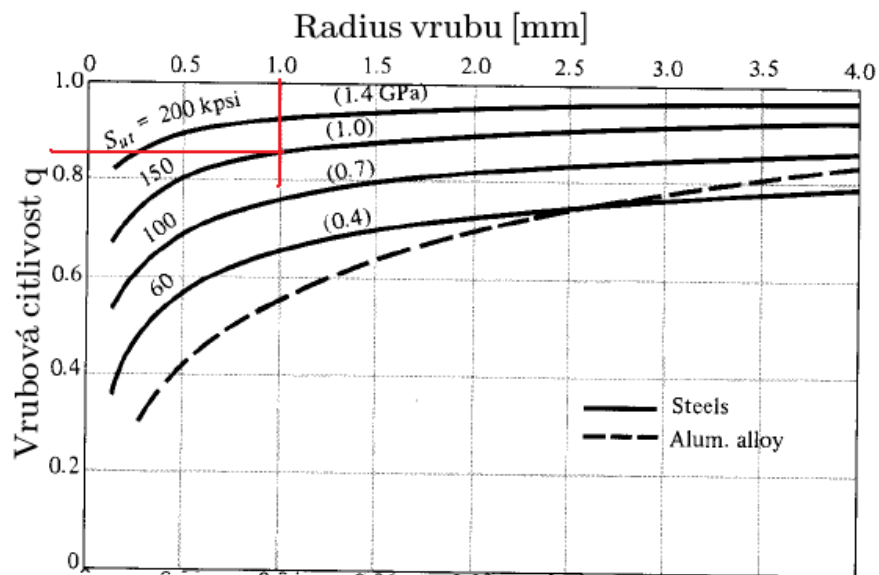


Graf 4 – Vrubová citlivost materiálu (krut)[8]

$$q_{t1} = 0,8$$

$$q_{t2} = 0,95$$

Namáhání ohybem



Graf 5 – Vrubová citlivost materiálu (ohyb)[8]

$$q_o = 0,85$$

$$K_{f1} = 1 + q_{t1}(K_{t1} - 1) = 1 + 0,8(2,789 - 1) = 2,4 \quad (17)$$

$$K_{f2} = 1 + q_{t2}(K_{t2} - 1) = 1 + 0,95(2,1 - 1) = 2,045 \quad (18)$$

$$K_{f3} = 1 + q_o(K_{t3} - 1) = 1 + 0,85(2,7 - 1) = 2,445 \quad (19)$$

4.3.3. Výpočet napětí v kritických místech

Místo 1

$$\tau_k = K_{f1} \frac{M_k}{W_k} \quad (20)$$

$$W_k = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 31,160^3}{16} = 5,94 \cdot 10^{-6} \quad (21)$$

$$\tau_k = K_{f1} \frac{M_k}{W_k} = 2,4 \frac{150}{5,94 \cdot 10^{-6}} = 60,6 MPa \quad (22)$$

Místo 2

Pro výpočet je nutno použít pevnostní hypotézu. Pro daný případ volím výpočet dle HMM [2].

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_k^2} \quad (23)$$

Pro určení

$$\sigma_0 = K_{f3} \frac{M_{omax}}{W_o} \quad \tau_k = K_{f2} \frac{M_k}{W_k} \quad (24,25)$$

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{32} = 4,21 \cdot 10^{-6} m^3 \quad (26)$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{16} = 8,42 \cdot 10^{-6} m^3 \quad (27)$$

$$\sigma_0 = K_{f3} \frac{M_{omax}}{W_0} = 2,445 \frac{-173,9}{4,21 \cdot 10^{-6}} = 101 MPa \quad (28)$$

$$\tau_k = K_{f2} \frac{M_k}{W_k} = 2,045 \frac{150}{8,42 \cdot 10^{-6}} = 36,4 MPa \quad (29)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{101^2 + 3 \cdot 36,4^2} = \underline{\underline{119,1 MPa < 835 MPa}} \quad (30)$$

Nejvíce namáhané místo na celé hřídeli je místo 2. Hřídel je navržena se statickou bezpečností $k = 7$. Bezpečnost musí být takto vysoká, neboť je dané místo namáháno střídavě se měnící silou.

4.4. Výpočty ložisek

Parametry ložisek

Číslo ložiska	Typ Ložisko	C[kN]	C ₀ [kN]	P _u [kN]	Přípustné naklopení [°]	R[N]
1	BS2-2207-2CS	86,5	85	9,3	±2	5436
2	22207E	86,5	85	9,3	±2	6564

Tab. 3 – Parametry ložisek [10]

Výpočet životnosti (Palmgren)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (31)$$

Koeficient p pro soudečkové ložisko (Čárový styk) je rovno 10/3[3].

Podle katalogu se ekvivalentní zatížení soudečkových ložisek vypočte dle vztahu.[10]

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a \quad (32)$$

Předpokládáme-li přesnou montáž a seřízení stroje, jsou axiální síly $F_a = 0$, a tudíž je ekvivalentní zatížení P rovno radiálnímu zatížení ložisek.

$$F_r = R_1, R_2$$

1. ložisko

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{R_1}\right)^p = \left(\frac{86500}{5436}\right)^{\frac{10}{3}} = \underline{\underline{10134 \cdot 10^6 ot}} \quad (33)$$

2. ložisko

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C}{R_2}\right)^p = \left(\frac{86500}{6564}\right)^{\frac{10}{3}} = \underline{\underline{5405 \cdot 10^6 ot}} \quad (34)$$

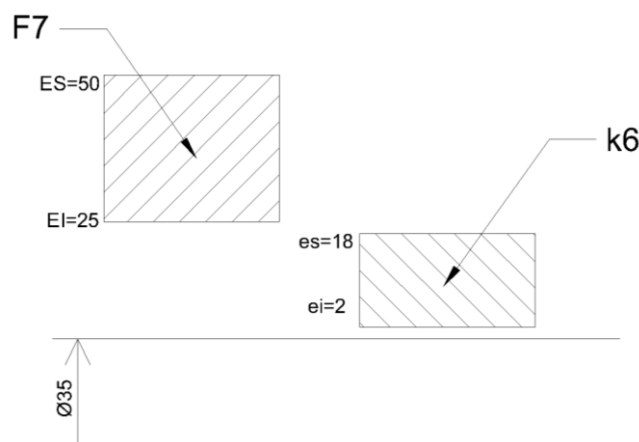
Při průměrných otáčkách stroje $n = 480 \text{ ot/min}$ je trvanlivost ložisek rovna několika desítkám let.

4.5. Montážní parametry

4.5.1. Toleranční pole hřídel kladka

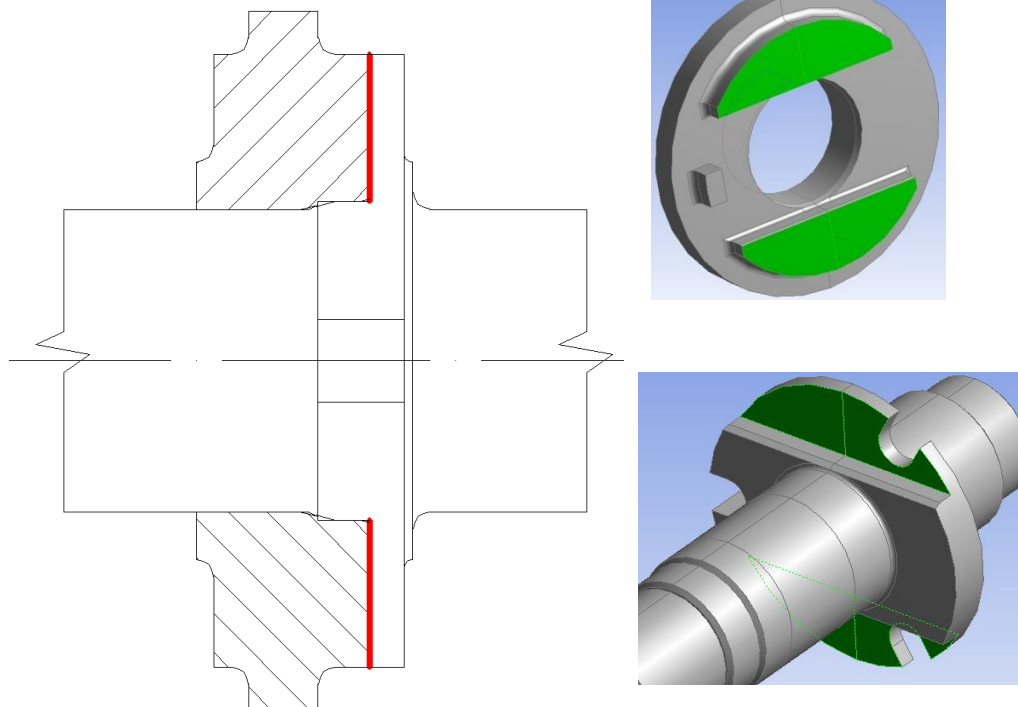
Hřídel je navržena v tolerančním poli k6, které je doporučeno pro montáž ložisek. Kladka musí být nasazena přesně na zářez a zub, a z tohoto důvodu volím uložení s vůlí. Toto uložení bylo také zvoleno z důvodu potřeby kladku z hřídele během zkoušky několikrát sundat a opět nasadit.

Doporučené uložení: F7k6 – uložení s vůlí.



Obr. 22 – Toleranční pole H7k6

4.5.2. Dosedací plochy

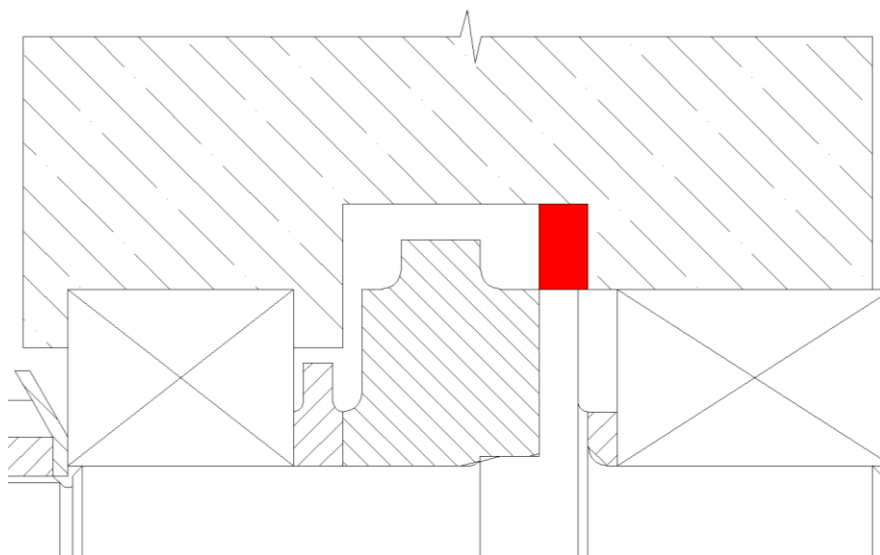


Obr. 23 – Dosedací plochy

U kladky je velice důležitá přesná horizontální poloha. V případě křivé montáže by byla kladka (zkušební vzorek) zatížený nerovnoměrně a mohlo by docházet k výraznějšímu opotřebení jedné strany vzorku. Z tohoto důvodu musí být jedna z vyfrézovaných ploch vyrobena s relativně vysokou přesností. Pro snížení nákladů byla tato přesnost předepsaná na hřídeli, která má výrazně delší provozní dobu než kladka, která je určena pro realizaci jediné zkoušky.

4.5.3. Úprava ložiskového tělesa

Po úpravě hřídele by mohlo začít docházet ke vzájemnému dření nákrůžku o ložiskové těleso. Mezi nákrůžkem a ložiskovým tělesem po smontování vzniká vůle pouhých 0,5mm, což by při chodu stroje mohlo způsobovat nemalé problémy. Tato komplikace se dá vyřešit drobnou úpravou ložiskového tělesa tak, že otvor pro běh kladky rozšíříme o 5mm (viz obr. 24).

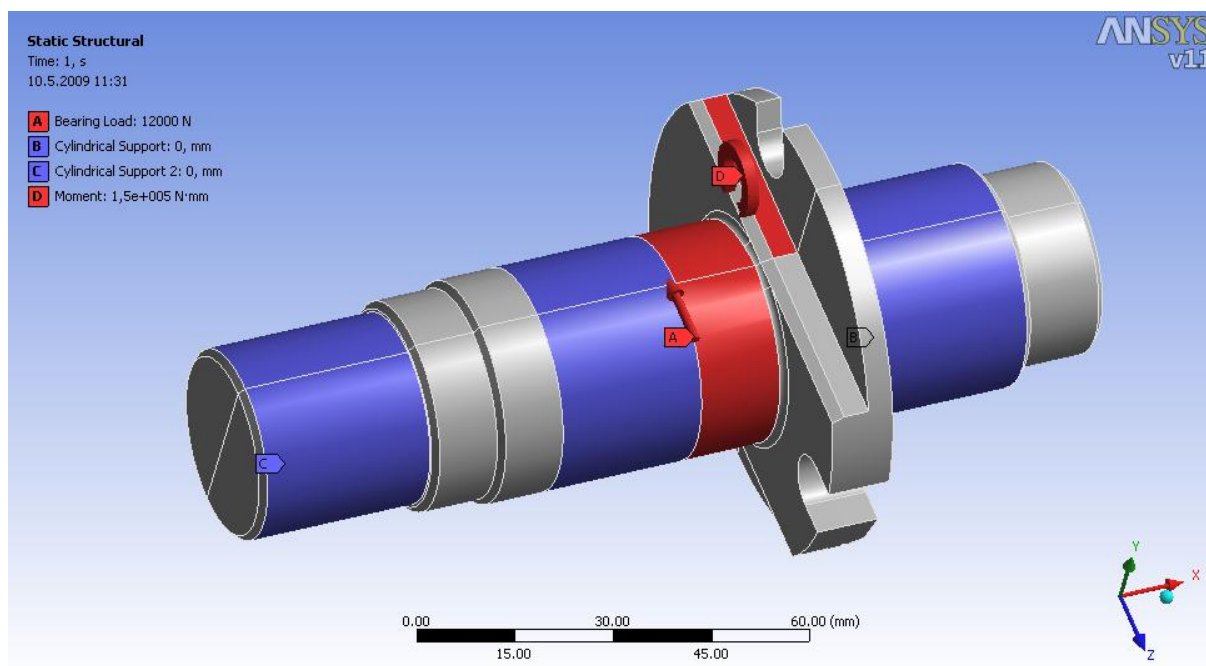


Obr. 24 – Úprava ložiskového tělesa

5. MKP analýza nového řešení

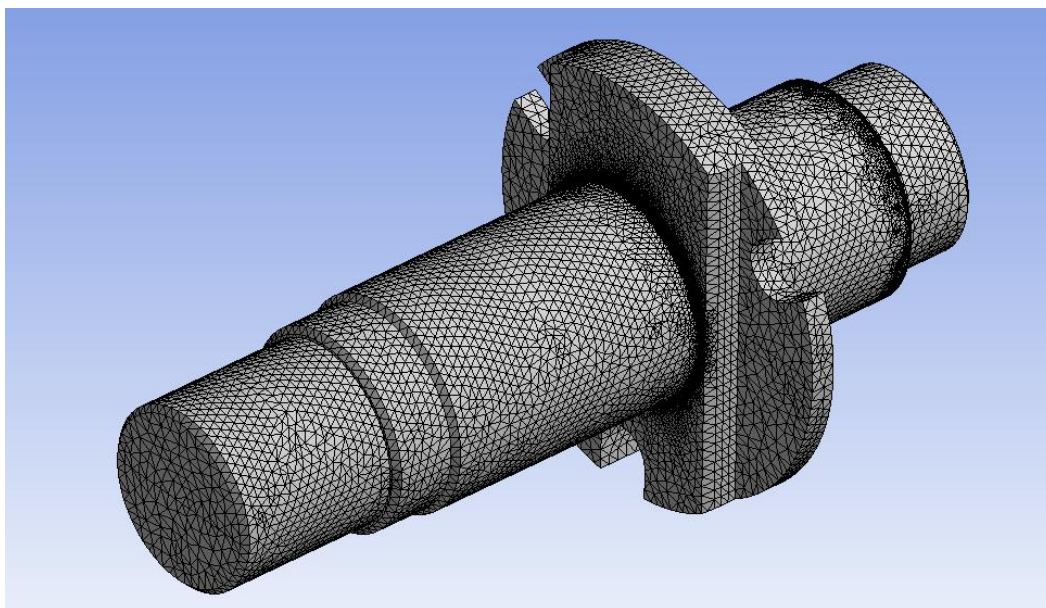
5.1. Konečnoprvkový Model

K vytvoření modelu byl použit program ANSYS Workbench 11. Hřídel je vysítována pomocí objemových tetrahedrů s meziuzly. Uvažovaný materiál je ocel (elastický izotropní materiál, $E=210\text{GPa}$, $\mu = 0,3$)



Obr. 25 – Model hřídele s uložením

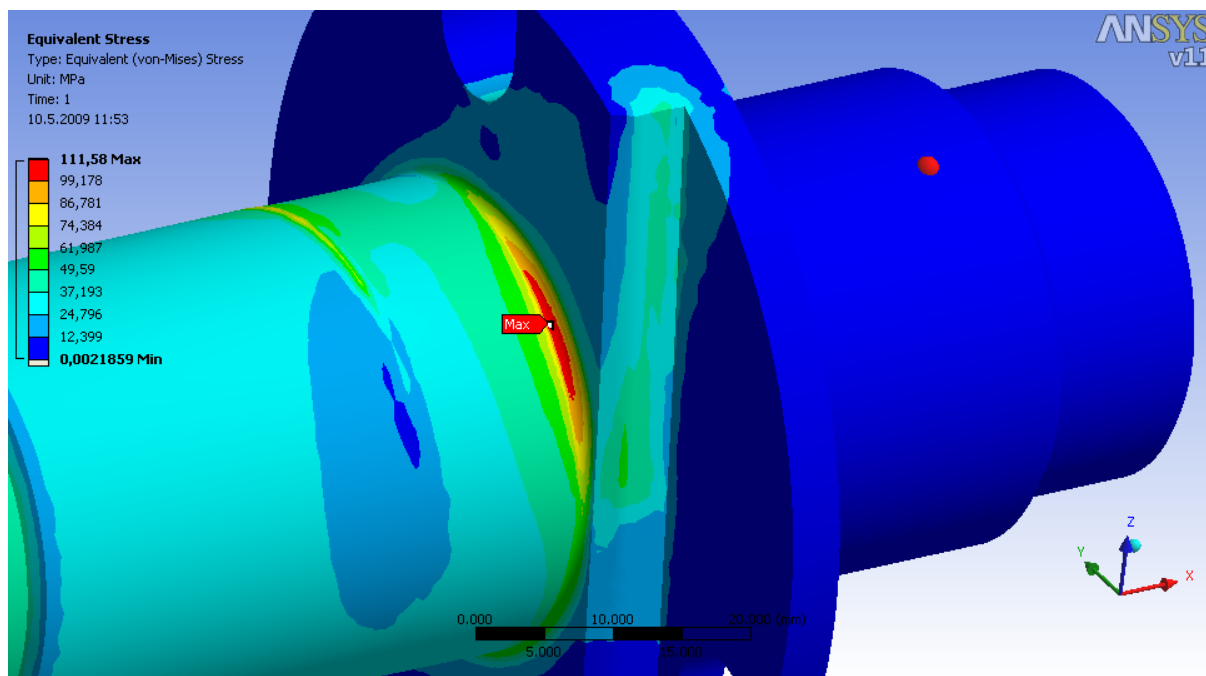
Hřídel je uložena mezi dvěma ložisky, proto bylo definováno nulové posunutí v radiálním a axiálním směru (B). Rotace je zachycena uložením spojky (C). Zatížení přitlačnou silou je definováno jako ložiskové zatížení na plochu (A). Toto zatížení je programem automaticky přepočteno na Hertzuv tlak. Program umožňuje zadat moment působící na plochu. Tento moment je poté automaticky přepočten na jednotlivé uzly. V našem případě byl moment aplikován na dvě plochy, na kterých dojde při běhu stroje k opření zkušební kladky (D).



Obr. 26 – Síť modelu

Celá hřídel je zhruba rovnoměrně vysítovaná, až na kritické místo 2 (**viz. Kapitola 4.3**). Zde je pro dosažení přesnějších výsledků síť zhuštěna.

5.2. Výsledky MKP analýzy



Obr. 27 – Výsledné napětí v kritickém místě 2.

Maximální napětí vyšlo dle předpokladu v místě nákrůžku $\sigma = 112 \text{ MPa}$. Toto napětí má téměř shodnou velikost jako u analytického řešení.

6. Závěr

Stávající uspořádání bylo podrobena MKP analýze a bylo shledáno jako nevyhovující. Hlavní problém byl způsoben kontaktní korozí hřídele, v jejímž důsledku byla velká část přitlačná síla přenášena přes pero na bok drážky hřídele. Při uvážení nejhoršího stavu (celá síla přenášena přes pero) bylo vzniklé napětí výrazně vyšší než mez kluzu daného materiálu.

Nový způsob uchycení zkušební vzorku je navržen tak, aby byl kompatibilní s doposud používaným ložiskovým tělesem. Hlavní úpravy byly provedeny na hřídeli, u které byl změněn způsob přenosu krouticího momentu. Kvůli těmto změnám musely být provedeny zásadní konstrukční úpravy zkušební vzorku a drobné úpravy ložiskového tělesa.

Hřídel byla podrobena analytické pevnostní kontrole s uvážením vrubových účinků a tyto výsledky byly srovnány s MKP analýzou. Výsledky maximálních hodnot byly v obou případech obdobné, a to jak svou lokalizací (rádius u nákržku se strany nasazení kladky), tak i svou velikostí (cca 120MPa). V tomto místě dochází ke kombinovanému namáhání součástí ohybem a krutem a je zde vrubový účinek způsobený značnou změnou průměru hřídele.

Statická bezpečnost, s jakou je navržena hřídel, je rovna $k_s=7$. Tato hodnota je dosti značná, ale nesmí se zapomínat na to, že místo s maximálním namáháním je zatíženo střídavě se měnící silou.

Ekvivalentní zatížení ložisek je menší než maximální doporučená hodnota, což nám potvrdilo správnost zvolení ložisek. Jelikož se jedná o relativně pomalu se točící stroj, vyšla životnost ložisek v řádech mnoha let.

7. Použitá literatura:

- [1]FIALA A., FOJTÍK F., Výkresová dokumentace zařízení pro kontaktní únavu, VŠB-TU Ostrava, Katedra pružnosti a pevnosti, 2002

- [2]LENERT J., Pružnost a Pevnost I, VŠB – TU Ostrava 2005

- [3]HOSNEDL S., KRÁTKÝ J., Příručka strojního inženýra 1, Obecné strojní části, Computer Press, Brno 1999

- [4]KALÁB K., Části a mechanismy strojů 1, Obecné stojní části, VŠB – TU Ostrava 2008

- [5]NĚMČEK M., Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, VŠB – TU Ostrava 2002

- [6]LEINVEBER J., VÁVRA P., Strojnické tabulky, Albra, Český normalizační institut, Úvaly 2006

- [7]PETERSON, R.E., Design Factors for Stress Concentration, Part 1/5,

- [8]SHIGLEY, J.E., Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill, Inc, New York 1989

- [9]RŮŽIČKA M., Kritéria a postupy při posuzování únavové pevnosti a životnosti konstrukcí, Fakulta strojní ČVUT Praha

- [10]SKF Ložiska a.s., Soudečková ložiska, Katalog

- [11]Macura P., Ganev N., Halama R., Fojtík F., Kolařík K., Bakalova T., EXPERIMENTAL ANALYSYS OF WEAR AND RESIDUAL STRESSES AT CONTACT FATIGUE . In Proceedings of the 26th Danubia-Adria Symposium on Advances in Experimental Mechanics. 23. -26. září 2009. Leoben, Rakousko. (v tisku)

8. Přílohy

Číslo výkresu	Název výkresu	Číslo přílohy
Bc2009 – 01	Sestava uchycení zkušebního vzorku	1
Bc2009 – 02	Hřídel	2
Bc2009 – 03	Kladka	3
Bc2009 – 04	Matice	4
Bc2009 – 05	Podložka 1	5
Bc2009 – 06	Podložka 2	6
BC2009 – 07	Ložiskové těleso	7

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Radimu Halamovi Ph.D. za cenné rady a připomínky v průběhu řešení této práce.